

P803444/WO/1

02

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2002年7月11日 (11.07.2002)

PCT

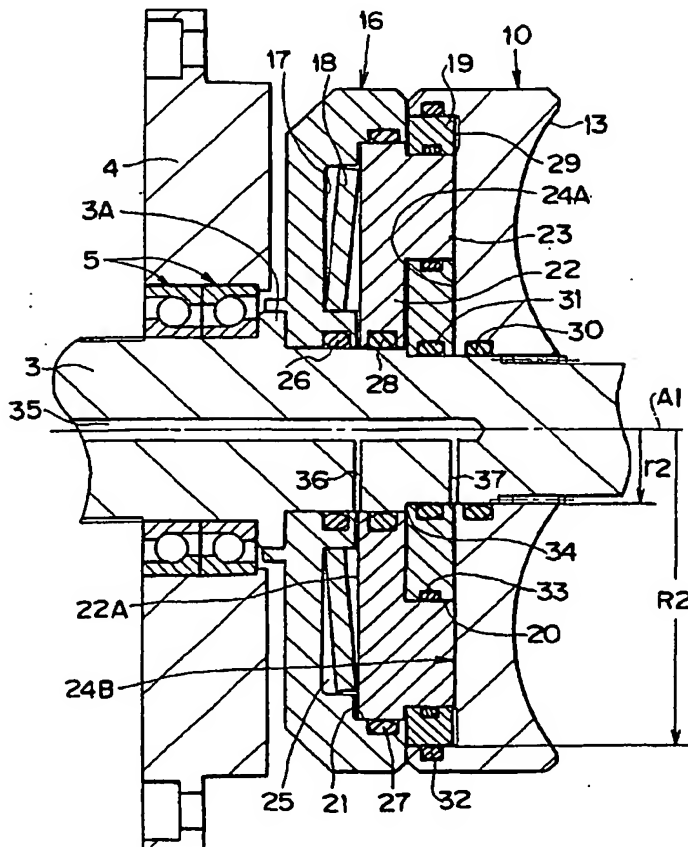
(10) 国際公開番号
WO 02/053945 A1

- (51) 国際特許分類: F16H 15/38, F15B 15/02, 15/14
(21) 国際出願番号: PCT/JP01/11258
(22) 国際出願日: 2001年12月21日 (21.12.2001)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願 2000-402406
2000年12月28日 (28.12.2000) JP
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI)
(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 竹綱 靖治 (TAKETSUNA, Yasuji) [JP/JP]; 〒471-8571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP). 玉置 茂紀 (TAMAKI, Shigenori) [JP/JP]; 〒471-8571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
(74) 代理人: 渡辺 丈夫 (WATANABE, Takeo); 〒113-0034 東京都文京区湯島3丁目21番15号 ユシマレミエビル3階 Tokyo (JP).
(81) 指定国 (国内): US.

[続葉有]

(54) Title: TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: トロイダル型無段変速機



(57) Abstract: A toroidal continuously variable transmission, comprising an input disk and an output disk disposed on a same axis rotatably and opposedly to each other, a rolling element sandwiched between the input disk and the output disk and transmitting a torque between the input and output disks, and a hydraulic torque capacity control mechanism for limiting a torque capacity transmitted between the input and output disks by providing an axial holding force to the input and output disks, the torque capacity control mechanism further comprising a plurality of hydraulic pressure chambers (25, 29) and a piston (22) for separately acting an axial pressing force to the output disk (10).

[続葉有]



(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

同一軸線上で互いに対向しかつ回転自在に配置された入力ディスクおよび出力ディスクと、入力ディスクと出力ディスクとにより挟み付けられかつ入力ディスクと出力ディスクとの間でトルクを伝達する転動体と、入力ディスクおよび出力ディスクに軸線方向の挟持力を与えることにより、入力ディスクと出力ディスクとの間におけるトルク容量を制限する油圧式のトルク容量制御機構とを備えたトロイダル型無段変速機において、トルク容量制御機構が、出力ディスク(10)に対して軸線方向の押圧力を別個に作用させる複数の油圧室(25、29)およびピストン(22)を備えている。

1

明 細 書

トロイダル型無段変速機

5

技 術 分 野

この発明は、入力ディスクと出力ディスクとの間にトルクの伝達を媒介する転動体を挟み込み、その転動体を介して各ディスクの間でトルクを伝達するように構成されたトロイダル型（もしくはトラクション式）の無段変速機に関するものである。

10

背 景 技 術

この種の無段変速機は、互いに対向して配置された一对のディスクの間に円盤状のローラ（転動体）を挟み込んだ構成のものである。この一对のディスクの対向面のうち所定の半径より外側の部分には、一对のディスクの対向面間に設定された点を中心とした円弧形状の転動面が形成されている。この転動面は、各ディスクの円周方向に連続している。このように、一对のディスクにそれぞれ形成され、かつ、3次元方向に湾曲している転動面がトロイダル面であって、その転動面同士の間、ローラが回転自在に挟み付けられている。

20 このローラは、回転軸線を含む平面内において、外周部の厚さ方向に沿う断面形状が、各ディスクの転動面の円弧形状に一致する円弧面とされた円盤体である。したがって、一方のディスクを回転させることにより、そのローラが回転し、それに伴って他方のディスクが回転する。そして、ローラを傾けて、ローラと一方のディスクおよび他方のディスクとの接触半径を調整することにより、接触半径同士の比に応じた変速比
25 が設定される。

2

このようなトロイダル型無段変速機の一例が、特表 2 0 0 0 - 5 0 7
6 6 7 号公報に記載されている。この公報に記載されたトロイダル型無
段変速機は、相互に平行に配置された入力シャフトおよび出力シャフト
を備えている。入力シャフト側には、2つの入力ディスクおよび2つの
5 出力ディスクが設けられている。2つの入力ディスクは軸線方向に所定
間隔をおいて配置されており、2つの入力ディスクの間に、2つの出力
ディスクが配置されている。2つの出力ディスクは、その転動面が軸線
方向の両側に位置する状態で一体的に構成されている。そして、入力デ
ィスクと出力ディスクとの対向面には、前記転動面がそれぞれ設けられ
10 ている。

また、一方の入力ディスクと入力シャフトとは、軸線方向に相対移動
可能に構成され、かつ、一体回転するように構成されている。これに対
して、他方の入力ディスクと入力シャフトとは、軸線方向に相対移動不
可能に構成され、かつ、一体回転するように構成されている。一方の入
15 力シャフトはシリンダ内に配置されており、このシリンダ内には油圧室
が形成されている。一方、2つの出力ディスクと入力シャフトとは相対
回転可能に構成され、2つの出力シャフトのトルクを出力シャフトに伝
達するチェーン駆動装置が設けられている。入力ディスクと出力ディス
クとの間にはローラが設けられており、各ディスクに形成されている転
20 動面により、ローラが挟み付けられている。

入力シャフトのトルクは、入力ディスクおよびローラを経由して出力
ディスクに伝達され、出力ディスクに伝達されたトルクは、チェーン駆
動装置を経由して出力シャフトに伝達される。ここで、トルクの伝達原
理を具体的に説明すると、ローラと各転動面との接触点の面圧が高圧と
25 なり、ローラと各転動面との間に存在する潤滑油のせん断抵抗によりト
ルクが伝達される、いわゆるトラクション伝動となっている。つまり、

入力ディスクと出力ディスクとの間におけるトルク容量は、ローラに対する各ディスクの押し付け力に応じて変化する。そして上記公報に記載されたトロイダル型無段変速機においては、シリンダ内に形成された油圧室の油圧を制御することにより、一方の入力ディスクを軸線方向に移動させ、ローラに作用する各ディスクの押し付け力を制御している。

上記公報の記載によれば、ローラに作用する各ディスクの挟持力は、油圧室の油圧や、この油圧が作用する入力ディスクの背面の受圧面積、あるいは潤滑油の特性に基づくトラクション係数などの条件により決定される。より具体的には、入力ディスクと出力ディスクとの間で伝達されるトルク、およびローラに作用する各ディスクの押し付け力は、例えば、式（１）および式（２）により求められる。

$$\begin{aligned} T &= \mu \cdot W \cdot r \\ &= \mu \cdot \{ F / (n \cdot \cos \theta) \} \cdot r \\ &= \{ \mu \cdot r / (n \cdot \cos \theta) \} \cdot F \end{aligned} \quad \dots \text{式 (1)}$$

$$\begin{aligned} F &= P \cdot A \\ &= P \cdot \pi (R_1^2 - r_1^2) \end{aligned} \quad \dots \text{式 (2)}$$

ここで、 T は、ローラ１個あたりの伝達トルクを表し、 μ は、トラクション係数を表し、 r は、入力シャフトの軸線を中心とするローラと転動面との接触部位の半径（すなわち接触径）を表し、 F は、ローラに作用する各ディスクの押し付け力を表し、 n は、１つの入力ディスクと１つの出力ディスクとの間に配置されているローラの数を表し、 θ は、入力軸の軸線とローラの軸線とのなす角度（すなわち傾き角）を表し、 A は、油圧が作用する入力ディスクの背面の受圧面積を表し、 R_1 は、油圧が作用する入力ディスクの外周の半径を表し、 r_1 は、油圧が作用する入力ディスクの内周の半径を表し、 P は、油圧室の油圧を表している。

ところが、油圧室の油圧制御およびトラクション係数の変更には限界

4

があり、油圧室の油圧制御およびトラクション係数を同じ条件とした状態において、入力ディスクと出力ディスクとの間のトルク容量を増加するためには、入力ディスクの背面の受圧面積、すなわち入力ディスクの外径を大きくしなければならなかった。その結果、変速機全体がディスクの半径方向に大型化し、車両への搭載性が低下するという問題があった。

この発明は、上記の技術的課題に着目してなされたものであり、ディスク外径を大きくすることなく、入力ディスクと出力ディスクとの間のトルク容量を増加することのできるトロイダル型無段変速機を提供することを目的とするものである。

発 明 の 開 示

この発明の特徴は、複数の油圧室によって発生された押圧力をいずれか一つのディスクに作用させて、そのディスクと他のディスクとで転動体を挟み付ける挟持力を生じさせるように構成した点にある。より具体的には、この発明は、同一軸線上で互いに対向しかつ回転自在に配置された入力ディスクおよび出力ディスクと、この入力ディスクと出力ディスクとにより挟み付けられかつ前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間でトルクを伝達する転動体とを備え、前記入力ディスクおよび前記出力ディスクが前記転動体を挟み付ける挟持力に応じて前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間におけるトルク容量が変化するトロイダル型無段変速機であって、前記転動体を挟み付ける方向にいずれかのディスクを押圧する押圧力を別個に作用させる複数の油圧室を備えている。

なお、この発明において、「いずれかのディスクを押圧する押圧力を別個に作用させる複数の油圧室」とは、いずれか一つのディスクに対して、複数の油圧室から押圧力が作用することを意味しており、複数の油

圧室からの押圧力の作用するディスクの数が「一つのみ」という意味ではない。したがって、複数の油圧室の油圧に基づく押圧力が作用するディスクが二つ以上設けられている無段変速機も、この発明に含まれる。

したがってこの発明によれば、転動体に対する入力ディスクおよび出力ディスクの軸線方向の挟持力が高められて、入力ディスクと出力ディスクとの間におけるトルク容量が増加する。また、複数の油圧室の油圧に基づく押圧力が一つのディスクに対して軸線方向に作用するため、ディスクの外径を拡大することなく押圧力すなわち挟持力を大きくすることができる。

- 10 また、この発明の他の特徴は、アクチュエータによって発生させた操作力を、倍力機構を介していずれかのディスクに押圧力として作用させるように構成した点にある。より具体的には、この発明は、同一軸線上で互いに対向し、かつ、回転自在に配置された入力ディスクおよび出力ディスクと、この入力ディスクと出力ディスクとにより挟み付けられ、
- 15 かつ、前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間でトルクを伝達する転動体と、前記入力ディスクおよび前記出力ディスクに前記軸線方向の挟持力を与えることにより、前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間におけるトルク容量を制御する油圧式のトルク容量制御機構とを備えたトロイダル型無段変速機であって、前記トルク容量制御機構が、油圧
- 20 室の油圧が作用する受圧部材と、この受圧部材に作用する押圧力を倍力することにより、前記入力ディスクおよび前記出力ディスクに前記軸線方向の挟持力を与える倍力機構とを備えていることを特徴としている。

- したがってこのような構成によれば、転動体に対する入力ディスクおよび出力ディスクの挟持力が高められて、入力ディスクと出力ディスク
- 25 との間におけるトルク容量が増加する。また、油圧に基づく押圧力が倍力機構により倍力されて、各ディスク同士の挟持力が高められるため、

油圧が作用する受圧部材の外径を大きくする必要はない。

図面の簡単な説明

Fig. 1 は、この発明に係るトロイダル型無段変速機に適用されるトルク容量制御機構を示す側面図である。

Fig. 2 は、この発明に係るトロイダル型無段変速機の構成を示す略示的な断面図である。

Fig. 3 は、Fig. 1 のピストンを示す側面図である。

Fig. 4 は、Fig. 2 のトロイダル型無段変速機に適用されるトルク容量制御機構の他の具体例を示す側面図である。

Fig. 5 は、Fig. 4 の出力ディスクを示す側面図である。

発明を実施するための最良の形態

つぎに、この発明を図面に示す実施例に基づいて説明する。Fig. 2 はこの発明の一実施例としての無段変速機 1 を示し、より具体的には、ダブルキャビティ式のフルトロイダル型の無段変速機 1 を示している。また Fig. 1 は、無段変速機 1 の部分的な断面図である。この無段変速機 1 の全体は、中空のハウジング（図示せず）の内部に收容されている。無段変速機 1 は、入力軸 2 および出力軸 3 を有しており、入力軸 2 と出力軸 3 とは相互に平行に、かつ、水平に配置されている。入力軸 2 は、ハウジング側に設けられた軸受（図示せず）などにより、回転可能に、かつ、軸線方向に移動不可能に保持されている。この入力軸 2 には、エンジンなどの駆動力源（図示せず）から出力された動力（言い換えればトルク）が伝達される。また、出力軸 3 のトルクが、動力伝達装置（図示せず）を経由して車輪（図示せず）に伝達されるように構成されている。

一方、ハウジング側には、Fig. 1 に示すエンドプレート 4 が固定され

ており、エンドプレート 4 の内周に設けられた軸受 5 およびその他の部材 (図示せず) などにより、出力軸 3 とハウジングとが相対回転可能に、かつ、出力軸 3 とハウジングとが軸線方向に相対移動不可能に構成されている。

- 5 入力軸 2 における軸線方向のほぼ中央には、スプロケット 6 が設けられている。この入力軸 2 とスプロケット 6 とは一体回転する構成になっている。一方、出力軸 3 における軸線方向のほぼ中央には、スプロケット 7 が設けられている。スプロケット 6 およびスプロケット 7 には、チェーン 3 8 が巻き掛けられている。この出力軸 3 とスプロケット 7 とは
10 相対回転可能に連結されている。そして、スプロケット 7 における軸線方向の両側には、入力ディスク 8, 9 が固定されている。すなわち、一对の入力ディスク 8, 9 が互いに背中合わせに配置されている。この一对の入力ディスク 8, 9 とスプロケット 7 とは一体回転する。

- また、出力軸 3 の軸線方向において、一对の入力ディスク 8, 9 に対
15 向する位置には、出力ディスク 10, 11 が設けられている。すなわち、一对の出力ディスク 10, 11 の間に、一对の入力ディスク 8, 9 が配置されている。言い換えれば、出力軸 3 の軸線方向に、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 が直列に配置されている。出力ディスク 11 における入力ディスク 9 とは反対側の側面は、出力軸 3 に設けら
20 れたフランジ 3 9 に接触している。

- 上記の入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 は、従来のフルトロイダル型無段変速機におけるディスクと同様に、互いに対向する転動面 12, 13 がフルトロイダル面として形成されたディスクである。この転動面 12, 13 は、出力軸 3 の軸線 A 1 を中心として環状に
25 形成されている。そして、各転動面 12, 13 は具体的には、以下のような形状を備えている。

すなわち、出力軸 3 の軸線 A 1 を含む平面内における転動面 1 2 , 1 3 の断面形状は、入力ディスク 9 と出力ディスク 1 1 との間、および入力ディスク 8 と出力ディスク 1 0 との間に別個に設定された点（図示せず）を曲率中心として湾曲する一定半径の円弧となる形状に構成されている。すなわち、各ディスク 8 , 9 , 1 0 , 1 1 の半径方向において、各転動面 1 2 , 1 3 は、その最内周部と最外周部との中間が最も窪んだ（後退した）形状を備えている。言い換えれば、互いに対向する入力ディスク 8 の転動面 1 2 と出力ディスク 1 0 の転動面 1 3 との間隔、および入力ディスク 9 の転動面 1 2 と出力ディスク 1 1 の転動面 1 3 との間隔が、最内周部と最外周部との中間の部分で最も広がっている。

そして、入力ディスク 8 と出力ディスク 1 0 との間、すなわち、転動面 1 2 と転動面 1 3 との間には、軸線 A 1 を中心とする円周方向に所定間隔をあけて、パワーローラ 1 4 が複数配置されている。また、入力ディスク 9 と出力ディスク 1 1 との間、すなわち、転動面 1 2 と転動面 1 3 との間には、軸線 A 1 を中心とする円周方向に所定間隔をあけて、パワーローラ 1 5 が複数配置されている。

これらのパワーローラ 1 4 , 1 5 は、円盤状の部材であって、各パワーローラ 1 4 , 1 5 は、軸線 B 1 を中心として回転可能に保持されている。また、軸線 A 1 を含む平面内において、軸線 A 1 と軸線 B 1 とのなす角度が変更な状態で、各パワーローラ 1 4 , 1 5 が保持されている。さらに、パワーローラ 1 4 , 1 5 を、軸線 A 1 および軸線 B 1 に直交する方向に前後動させるアクチュエータ（図示せず）が設けられている。

さらに、各パワーローラ 1 4 , 1 5 は、軸線 B 1 を含む平面内において、その外周断面形状が各転動面 1 2 , 1 3 の曲率に一致する曲率の曲面に形成されている。そして、パワーローラ 1 4 の外周面と、入力ディスク 8 の転動面 1 2 および出力ディスク 1 0 の転動面 1 3 とが接触して

いる。また、パワーローラ 15 の外周面と、入力ディスク 9 の転動面 12 および出力ディスク 11 の転動面 13 とが接触している。したがって、アクチュエータによりパワーローラ 14, 15 を軸線 B 1 に直交して前後動させると、転動面 12, 13 とパワーローラ 14, 15 との接触部位に作用するサイドスリップ力により、パワーローラ 14, 15 の軸線 B 1 の傾きが変位して、軸線 B 1 と軸線 A 1 とのなす角度が変化し、パワーローラ 14, 15 と転動面 12, 13 との接触部位の半径が調整される。

つぎに、各パワーローラ 14, 15 と各転動面 12, 13 との接触圧力を調整するトルク容量制御機構の一具体例を、Fig. 1 および Fig. 3 に基づいて説明する。なお、各転動面 12, 13 とパワーローラ 14, 15 の外周面との間には、潤滑油が存在するため、各転動面 12, 13 とパワーローラ 14, 15 の外周面とが直接接触しない場合もあるが、この具体例においては、便宜上、「接触」と記載する。

Fig. 1 に示すように、出力軸 3 の外周であって、エンドプレート 4 と出力ディスク 10 との間には、環状のドラム 16 が取り付けられている。また、出力軸 3 の外周にはフランジ部 3A が形成されており、ドラム 16 における出力ディスク 10 とは反対側の側面と、フランジ部 3A とが接触することにより、ドラム 16 が軸線方向、具体的には出力ディスク 10 から離れる方向に移動することが規制される。このドラム 16 における出力ディスク 10 側の側面には、軸線 A 1 を中心とする環状の凹部 17 が形成されている。この凹部 17 には、環状の皿ばね 18 が配置されている。一方、出力軸 3 の外周におけるドラム 16 と出力ディスク 10 との間には、環状のプレート 19 が取り付けられている。出力軸 3 の外周におけるドラム 16 と出力ディスク 10 との間には段部 34 が形成されている。

そして、プレート 19 におけるドラム 16 側の側面と、段部 34 とが接触することにより、プレート 19 がドラム 16 側に向けて軸線方向に移動することが規制される。前記出力ディスク 10 におけるドラム 16 側の側面には環状の凹部 24 が形成されており、この凹部 24 内にプレート 19 が配置されている。出力ディスク 10 におけるドラム 16 側の背面には、凹部 24 に臨み、かつ、軸線 A1 に直交する環状の側面 24 B が形成されている。また、プレート 19 には、軸線 A1 を中心とする円周上に、所定間隔おきに孔 20 が 3 箇所形成されている。各孔 20 は、プレート 19 を軸線方向に貫通している。なお、プレート 19 の端面とドラム 16 の端面とは接触している。

一方、前記ドラム 16 における凹部 17 よりもプレート 19 寄りの位置には、凹部 17 よりも外径の大きい環状の凹部 21 が形成されている。この凹部 21 には、環状のピストン 22 が配置されている。このピストン 22 における出力ディスク 10 側の側面には、Fig. 3 に示すように、同一円周上に所定間隔おきに突出部 23 が 3 つ形成されている。各突出部 23 の軸線方向の長さは、プレート 19 の軸線方向の厚さよりも長く設定されている。各突出部 23 は円柱形状に構成されている。各突出部 23 の先端面は、出力ディスク 10 の側面 24 B に接触している。さらに、各突出部 23 はプレート 19 の各孔 20 内に挿入されている。なお、軸線 A1 を中心とする各突出部 23 の外接円（図示せず）は、プレート 19 の外径未満に設定されている。さらにまた、ピストン 22 における凹部 17 側の背面には、軸線 A1 に直交する受圧面 22 A が形成されている。この受圧面 22 A の面積は、出力ディスク 10 に当接している各突出部 23 の先端部の面積の合計より広くなっている。

そして、ピストン 22 と出力軸 3 およびドラム 16 ならびにプレート 19 とが、軸線方向に相対移動可能に構成されている。このピストン 2

11

2 は、皿ばね 18 の弾性力により、出力ディスク 10 側に向けて軸線方向に押圧されている。上記のように構成された出力軸 3 の外周面とドラム 16 とピストン 22 とにより取り囲まれた空間（主として、凹部 17）により、油圧室 25 が形成されている。

5 出力軸 3 の外周とドラム 16 の内周との間には O リング 26 が設けられており、ドラム 16 の凹部 21 の内周とピストン 22 の外周との間には O リング 27 が設けられており、出力軸 3 の外周とピストン 22 の内周との間には O リング 28 が設けられている。これらの O リング 26, 27, 28 により、油圧室 25 が液密にシールされている。

10 一方、出力軸 3 の外周とプレート 19 の側面と出力ディスク 10 の凹部 24 の内壁面とにより取り囲まれた空間により、油圧室 29 が形成されている。また、出力ディスク 10 の内周と出力軸 3 の外周との間には O リング 30 が設けられており、プレート 19 の内周と出力軸 3 の外周との間には O リング 31 が設けられており、プレート 19 の外周と出力
15 ディスク 10 の凹部 24 の内周との間には O リング 32 が設けられており、各突出部 23 の外周と各孔 20 の内周との間には O リング 33 が設けられている。これらの O リング 30, 31, 32, 33 により、油圧室 29 が液密にシールされている。

出力軸 3 の中心部には、軸線方向に沿って油路 35 が形成されている。

20 この油路 35 は、電磁弁（図示せず）などを経由してオイルポンプ（図示せず）の吐出側に接続されている。このオイルポンプは前述の駆動力源により駆動される。また、油路 35 に連通する油路 36, 37 が形成されている。この油路 36 は油圧室 25 に連通され、油路 37 は油圧室 29 に連通されている。

25 なお、前述した駆動力源およびアクチュエータならびに電磁弁などを制御する電子制御装置（図示せず）が設けられている。この電子制御装

置には、各種の信号が入力され、この信号および電子制御装置に記憶されているデータに基づいて、駆動力源およびアクチュエータならびに電磁弁などが制御される。

つぎに、Fig. 1 および Fig. 3 の具体例を、Fig. 2 の無段変速機 1 に適用した場合の動作および制御を説明する。駆動力源から入力軸 2 にトルクが伝達されると、そのトルクはスプロケット 6、チェーン 3 8、スプロケット 7 を経由して入力ディスク 8, 9 に伝達される。一方、電子制御装置に入力される信号に基づいて車両の走行状態が判断され、その判断結果に基づいて無段変速機 1 の目標変速比あるいは目標入力回転数が算出される。この目標変速比あるいは目標入力回転数の算出結果に基づいて、アクチュエータが制御される。すなわち、各パワーローラ 1 4, 1 5 がその回転平面と平行な方向に移動させられ、それに伴ってパワーローラ 1 4, 1 5 と各ディスク 8, 9, 1 0, 1 1 との接触部位で生じるサイドスリップ力によって各パワーローラ 1 4, 1 5 が傾転する。なお、各パワーローラ 1 4, 1 5 は傾転することにより、アクチュエータによって移動させられる前の位置に復帰移動する。こうして、パワーローラ 1 4, 1 5 と転動面 1 2, 1 3 との接触部位の半径が変化し、無段変速機 1 の変速比が制御される。

一方、入力ディスク 8, 9 に伝達されるトルクに応じて電磁弁が制御され、油圧室 2 5, 2 9 の油圧が制御される。まず、油圧室 2 9 の油圧が、側面 2 4 B の一部、具体的には各突出部 2 3 が接触している領域を除く受圧面 2 4 A に作用して、出力ディスク 1 0 を入力ディスク 8 側に向けて出力軸 3 の軸線方向に押圧する押圧力を生じさせる。また、皿ばね 1 8 の押圧力および油圧室 2 5 の油圧により、ピストン 2 2 が出力ディスク 1 0 側に向けて、出力軸 3 の軸線方向に押圧される。このピストン 2 2 の動作により、突出部 2 3 から、出力ディスク 1 0 を入力ディス

ク 8 側に向けて、出力軸 3 の軸線方向に押圧する方向の押圧力が生じる。

上記のように、出力ディスク 10 が、入力ディスク 8 側に向けて、出力軸 3 の軸線方向に押圧されると、その押圧力はパワーローラ 14 を經由して入力ディスク 8, 9 に伝達されるとともに、入力ディスク 9 から
 5 パワーローラ 15 に伝達される。パワーローラ 15 に伝達された押圧力が、出力ディスク 11 に伝達されると、その押圧力がフランジ 39 により受け止められる。その結果、出力ディスク 11 は、入力ディスク 9 から離れる方向に移動することが、フランジ 39 により規制される。上記の作用により、各パワーローラ 14, 15 が、入力ディスク 8, 9 と出
 10 カディスク 10, 11 とにより軸線方向に挟持されて、各転動面 12, 13 との接触部位の面圧が高圧になるとともに、各パワーローラ 14, 15 と各転動面 12, 13 との間に存在する潤滑油のせん断抵抗により、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 と、パワーローラ 14, 15 との間でトルクの伝達がおこなわれる。出力ディスク 10, 1
 15 1 に伝達されたトルクは、出力軸 3 を經由して車輪に伝達される。

ここで、Fig. 1 および Fig. 3 の具体例を Fig. 2 の無段変速機 1 に適用した場合において、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 と、パワーローラ 14, 15 との間におけるトルク容量を、主としてパワーローラ 14 に基づき説明する。まず、油圧室 29 の油圧に基づいて、
 20 出力ディスク 10 の受圧面 24 A に作用する押圧力 F 1 は、以下の式 (3) により求められる。また、油圧室 25 の油圧に基づいて、ピストン 22 を介して出力ディスク 10 の側面 24 B に作用する押圧力 F 2 は、以下の式 (4) により求められる。そして、出力ディスク 10 からパワーローラ 14 に作用する押圧力 F 3 は、式 (5) により求められる。

$$\begin{aligned}
 25 \quad F 1 &= P \cdot A 2 - n 1 \cdot P \cdot A 3 \\
 &= P \cdot \pi (R 2^2 - r 2^2) - n 1 \cdot P \cdot \pi \cdot r 4^2
 \end{aligned}$$

・・・式(3)

$$F_2 = P \cdot A_1$$

$$= P \cdot \pi (R_3^2 - r_3^2) \quad \cdots \text{式(4)}$$

$$F_3 = F_1 + F_2 \quad \cdots \text{式(5)}$$

- 5 ここで、Pは、油圧室25、29の油圧を表し、A₁は、軸線A₁に
直交する平面内において、油圧室25の油圧が作用する受圧面22Aの
面積、A₂は、出力ディスク10の側面24B全体の面積を表し、A₃
は、軸線A₁に直交する平面内において、1つの突出部23の先端の面
積を表し、n₁は突出部23の数を表し、R₂は、側面24Bの外周の
10 半径を表し、r₂は、側面24Bの内周の半径を表し、R₃は、受圧面
22Aの外周の半径を表し、r₃は、受圧面22Aの内周の半径を表し、
r₄は、突出部23の半径を表している。なお、油圧室25、29の油
圧は同じ圧力に制御されている。さらに、皿ばね18からもピストン2
2に押圧力が作用するが、式(5)においては、この押圧力を便宜上省
15 略している。

- このように、Fig.1およびFig.3の具体例を、Fig.2の無段変速機1
に適用した場合は、油圧室29の油圧に対応する押圧力F₁と、油圧室
25の油圧に対応する押圧力F₂とを合成した押圧力F₃が、出力ディ
スク10に作用する。すなわち、押圧力F₃に関与する受圧面積が増加
20 している。この押圧力F₃は、入力ディスク8、9およびパワーローラ
15にも伝達される。したがって、入力ディスク8、9および出力ディ
スク10、11と、パワーローラ14、15との間におけるトルク容量
を、増大させることができる。

- そして、2つの油圧室25、29の油圧に基づく押圧力が合成されて、
25 出力ディスク10に作用している。言い換えれば、軸線方向に配置され
た2つの受圧面22A、24Aに作用する油圧に相当する押圧力が、出

力ディスク 10 に作用している。そして、受圧面 22 A, 24 A の面積は、出力ディスク 10 の側面の面積よりも広い。つまり、出力ディスク 10 の側面 24 B の面積、すなわち、出力ディスク 10 の外径を大きくすることなく、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 と、
5 パワーローラ 14, 15 との間におけるトルク容量を増加することができる。したがって、無段変速機 1 が出力軸 3 の半径方向に大型化することを抑制でき、無段変速機 1 の車載性が向上する。

ここで、Fig. 1 ないし Fig. 3 の具体例の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、パワーローラ 14, 15 がこの発明の転動体に
10 相当する。また、ドラム 16、凹部 17, 21, 24、皿ばね 18、油圧室 25, 29、ピストン 22、受圧面 22 A, 24 A、突出部 23、側面 24 B、プレート 19、孔 20 などの構成が、いわゆるトルク容量制御機構となっている。

Fig. 4 は、Fig. 1 の無段変速機 1 に適用するトルク容量制御機構の他の具体例を示す断面図である。Fig. 4 において、出力ディスク 10 の背面すなわち転動面 13 とは反対側の側面に、突出部 40 が形成されている。この突出部 40 は、Fig. 5 に示すように、軸線 A1 を中心とした環状に形成されている。また、出力軸 3 の外周には環状のドラム 41 が固定されている。このドラム 41 のいわゆる内側面と、出力ディスク 10
20 の背面とが対向している。ドラム 41 には、出力ディスク 10 側に向けて軸線方向に延ばされた円筒部 42 が形成されている。この円筒部 42 の内側に出力ディスク 10 が配置されている。

また、ドラム 41 における出力ディスク 10 側の面には、軸線 A1 を中心とする環状の凹部 43 が形成されている。この凹部 43 には、環状
25 のピストン 44 が軸線方向に移動自在に配置されている。そして、ピストン 44 の内周面および外周円筒部 54 と、凹部 43 の内周壁および外

周壁との間には、Ｏリング４５，４６が配置されている。このようにして、凹部４３の壁面とピストン４４の側面とにより取り囲まれた空間に油圧室４７が形成され、Ｏリング４５，４６により油圧室４７が液密にシールされている。出力軸３の内部にはその軸線方向に沿って油路４８
5 が設けられている。油路４８は、電磁弁（図示せず）を介してオイルポンプの吐出側に接続されている。また、ドラム４１には油圧室４７に連通する油路４９が形成され、油路４７と油路４９とが油路５０により接続されている。

前記ドラム４１には、軸線Ａ１と直交する環状の保持面５１が形成さ
10 れている。また、円筒部４２の内周にはスナップリング５２が取り付けられており、円筒部４２内には環状の皿ばね５３が設けられている。この皿ばね５３の外周端が、保持面５１とスナップリング５２との間に配置されて、皿ばね５３の外周端の一方の側面（出力ディスク１０とは反対側の側面）と、保持面５１とが接触して接触部Ｃ１を形成する。この
15 皿ばね５３の内径は、ピストン４４の外周円筒部５４の外径Ｒ５よりも小さく設定されている。つまり、皿ばね５３の内周側の一方の側面と、外周円筒部５４の端面とが接触して、接触部Ｄ１を形成する。また、皿ばね５３の他方の側面（出力ディスク１０の側面）と、出力ディスク１０の突出部４０とが接触して、接触部Ｅ１を形成する。このようにして、
20 接触部Ｄ１よりも外周側に接触部Ｅ１が形成され、接触部Ｅ１よりも外周側に接触部Ｃ１が形成される。なお、Fig. ４において、 a は、半径方向における接触部Ｅ１と接触部Ｃ１との距離を表し、 b は、半径方向における接触部Ｄ１と接触部Ｃ１との距離を表している。ここで、距離 a と距離 b との対応関係は、

25
$$b - a > a$$

に設定されている。なお、外周円筒部５４を含むピストン４４の背面す

なわち油圧室 4 7 に臨む側面が、受圧面 4 4 A を形成している。

Fig. 4 および Fig. 5 の具体例を、Fig. 2 の無段変速機 1 に適用した場合の動作を説明する。まず、入力ディスク 8, 9 に伝達されるトルクに応じて電磁弁が制御され、油圧室 4 7 の油圧が調整される。そして、油圧室 4 7 の油圧の上昇により、ピストン 4 4 が出力ディスク 1 0 側に向けて軸線方向に押圧される。すると、この押圧力は皿ばね 5 3 を介して出力ディスク 1 0 に伝達される。具体的に説明すると、ピストン 4 4 が軸線方向に押圧されると、外周側円筒部 5 4 が皿ばね 5 3 の内周端を出力ディスク 1 0 側に向けて軸線方向に押圧し、皿ばね 5 3 が梃子として機能する。すなわち、接触部 D 1 に入力された押圧力が、接触部 C 1 を支点とし、接触部 D 1 を力点とし、接触部 E 1 を作用点とする梃子の原理により増幅されて、出力ディスク 1 0 に伝達される。すなわち、油圧室 4 7 の油圧によりピストン 4 4 に作用する推力（押圧力）F 4 は、式（6）により求められ、皿ばね 5 3 から出力ディスク 1 0 に伝達される押圧力 F 5 は、式（7）により求められる。

$$\begin{aligned} F 4 &= P \cdot A 4 \\ &= P \cdot \pi (R 5^2 - r 5^2) \end{aligned} \quad \dots \text{式 (6)}$$

$$\begin{aligned} F 5 &= \alpha \cdot F 4 \\ &= (b/a) \cdot P \cdot \pi (R 5^2 - r 5^2) \end{aligned} \quad \dots \text{式 (7)}$$

ここで、P は、油圧室 4 7 の油圧を表し、A 4 は、油圧室 4 7 の油圧が作用するピストン 4 4 の受圧面 4 4 A の面積を表し、R 5 は、ピストン 4 4（外周円筒部 5 4）の外周面の半径を表し、r 5 は、ピストン 4 4 の内周面の半径を表し、 α は、梃子の原理による増倍比（ $= b/a$ ）を表している。

このように、Fig. 4 および Fig. 5 の具体例を、Fig. 2 の無段変速機 1 に適用すれば、油圧室 4 7 の油圧に基づいてピストン 4 4 に作用する押

圧力を、梃子の原理により増幅して出力ディスク 10 に伝達することにより、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 と、パワーローラ 14, 15 との間におけるトルク容量を、増大させることができる。したがって、油圧室 47 の油圧が作用するピストン 44 の受圧面が半径方向に大型化することを抑制でき、車両に対する無段変速機 1 の搭載性が向上する。

ここで、Fig. 4 および Fig. 5 に示す具体例の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、油圧室 47、ピストン 44、受圧面 44A、外周円筒部 54、皿ばね 53、スナップリング 52、突起 40、保持面 51 などの構成が、この発明のトルク容量制御機構に相当し、ピストン 44、外周円筒部 54 がこの発明の受圧部材に相当し、皿ばね 53、スナップリング 52、突起 40、保持面 51 などの構成が、この発明の倍力機構に相当する。

また、Fig. 1 ないし Fig. 5 の具体例においては、入力ディスク 8, 9 および出力ディスク 10, 11 と、パワーローラ 14, 15 との間におけるトルク容量を増加する場合に、油圧室 25, 29 または油圧室 47 の油圧への依存程度を少なくすることができる。したがって、油圧室 25, 29, 47 の油圧の元圧を発生させる電磁弁に接続されたオイルポンプの吐出量の増加を抑制することができ、このオイルポンプを駆動する駆動力源の燃費を向上させることができる。

なお、Fig. 2 に示された無段変速機 1 は、2 個のパワーローラ 14, 15 を収容する空間であるキャビティを備えたダブルキャビティ式の無段変速機であるが、キャビティを 1 つ備えたシングルキャビティ式の無段変速機に対して、この発明を適用することもできる。さらに、ハーフトロイダル式の無段変速機に対して、この発明を適用することもできる。また、Fig. 2 に示す無段変速機 1 において、入力軸と出力軸との間のト

ルク伝達を、チェーンに代えてギヤでおこなう構成とすることもできる。

この発明で得られる利点を総括的に述べる。以上説明したように、この発明によれば、転動体に対する入力ディスクおよび出力ディスクの軸線方向の挟持力が高められて、入力ディスクと出力ディスクとの間におけるトルク容量が増加する。また、複数の油圧室の油圧に基づく押圧力が合成され、合成された押圧力が1つのディスクに対して軸線方向に作用するため、1つのディスクの外径を拡大する必要がない。したがって、軸線の半径方向にディスクが大型化することを抑制でき、トロイダル型無段変速機の車載性が向上する。

- 10 また、この発明によれば、転動体に対する入力ディスクおよび出力ディスクの挟持力が高められて、入力ディスクと出力ディスクとの間におけるトルク容量が増加する。また、油圧に基づく押圧力が倍力機構により倍力されて、各ディスク同士の挟持力が高められるため、油圧が作用する受圧部材の外径を大きくする必要はない。したがって、軸線の半径
- 15 方向にディスクが大型化することを抑制でき、トロイダル型無段変速機の車載性が向上する。

産業上の利用可能性

- この発明は、無段変速機を製造する分野やその無段変速機を使用する
- 20 分野で利用できる。特に、無段変速機を搭載する自動車に関連する分野で利用可能である。

請求の範囲

1. 同一軸線上で互いに対向しかつ回転自在に配置された入力ディスクおよび出力ディスクと、この入力ディスクと出力ディスクとにより
- 5 挟み付けられかつ前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間でトルクを伝達する転動体とを備え、前記入力ディスクおよび前記出力ディスクが前記転動体を挟み付ける挟持力に応じて前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間におけるトルク容量が変化するトロイダル型無段変速機において、
- 10 前記転動体を挟み付ける方向にいずれかのディスクを押圧する押圧力を別個に作用させる複数の油圧室を備えていることを特徴とするトロイダル型無段変速機。
2. 前記油圧室が、前記いずれかのディスクに油圧を直接作用させる第1油圧室と、その第1油圧室を貫通して前記いずれかのディスクに
- 15 当接したピストンに油圧を作用させる第2油圧室とを含むことを特徴とする請求の範囲第1項に記載のトロイダル型無段変速機。
3. 前記ピストンは、前記いずれかのディスクに当接した当接面と、
- 20 その当接面より面積が広くかつ前記第2油圧室の油圧を作用させる受圧面とを備えていることを特徴とする請求の範囲第2項に記載のトロイダル型無段変速機。
4. 同一軸線上で互いに対向し、かつ、回転自在に配置された入力
- 25 ディスクおよび出力ディスクと、この入力ディスクと出力ディスクとにより挟み付けられ、かつ、前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間

21

でトルクを伝達する転動体と、前記入力ディスクおよび前記出力ディスクに前記軸線方向の挟持力を与えることにより、前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間におけるトルク容量を制御する油圧式のトルク容量制御機構とを備えたトロイダル型無段変速機において、

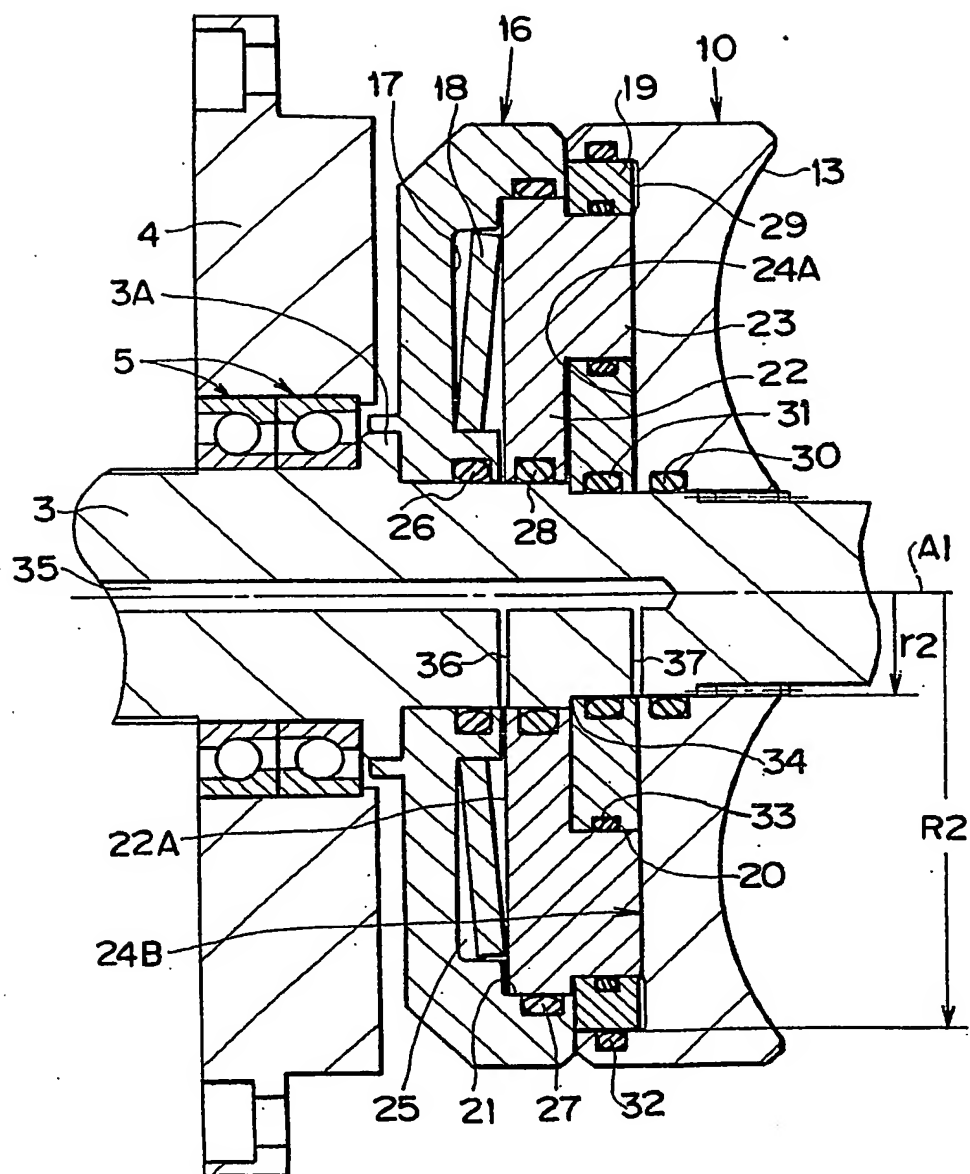
- 5 前記トルク容量制御機構が、油圧室の油圧が作用する受圧部材と、この受圧部材に作用する押圧力を増大させて前記入力ディスクおよび前記出力ディスクに前記挟持力を与える倍力機構とを備えていることを特徴とするトロイダル型無段変速機。

- 10 5. 前記倍力機構が、挺子機構であることを特徴とする請求の範囲第4項に記載のトロイダル型無段変速機。

6. 前記倍力機構が、全体として環状をなす皿ばねを含むことを特徴とする請求の範囲第4項に記載のトロイダル型無段変速機。

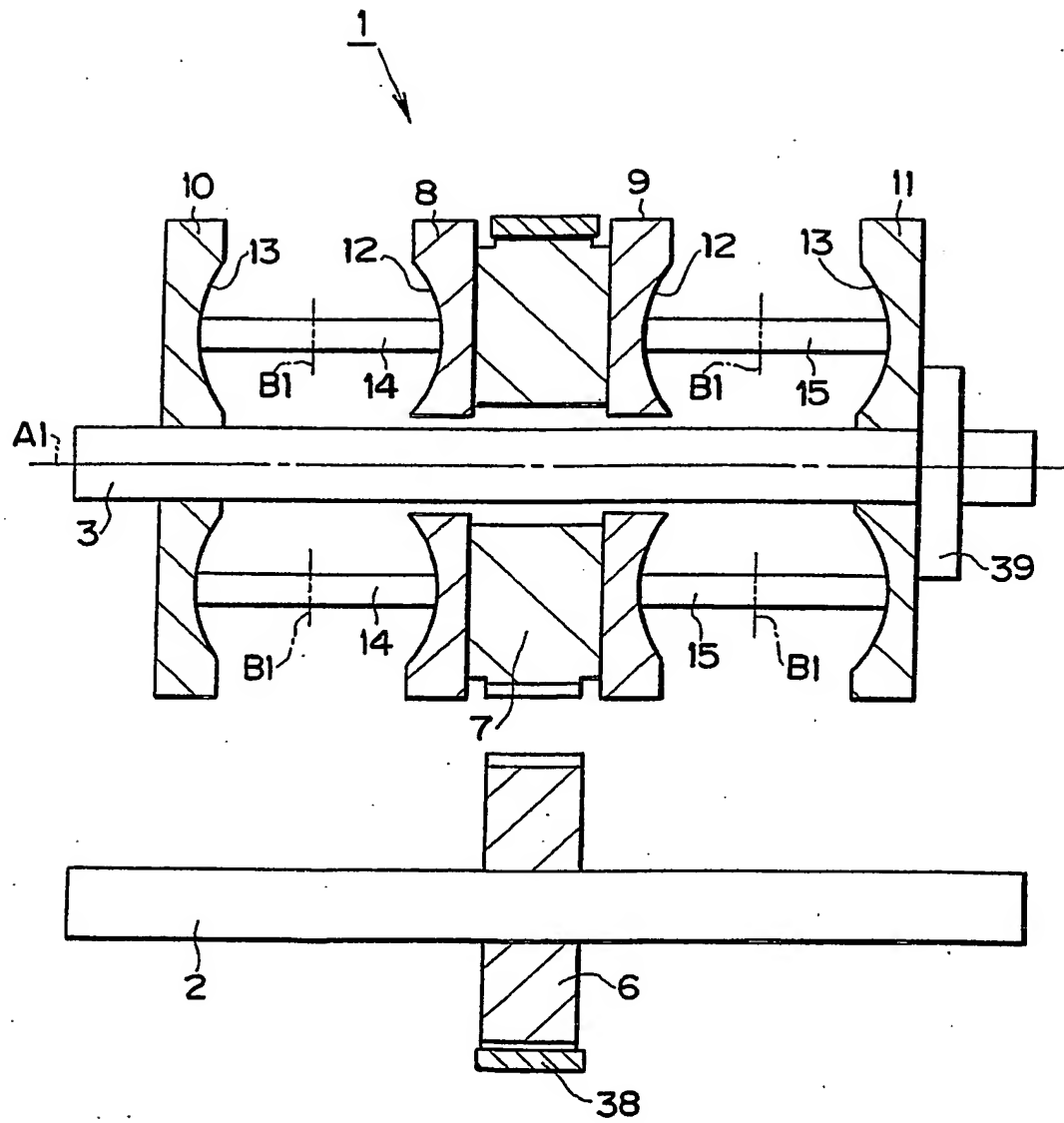
1/5

Fig. 1

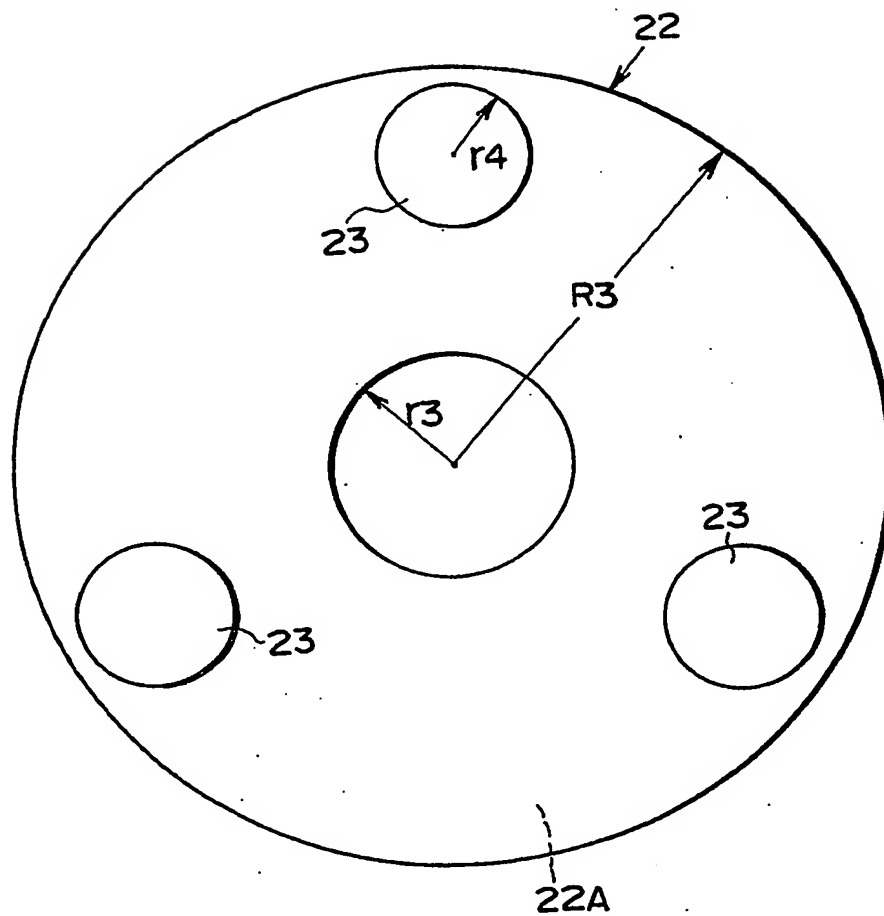


2 / 5

Fig. 2

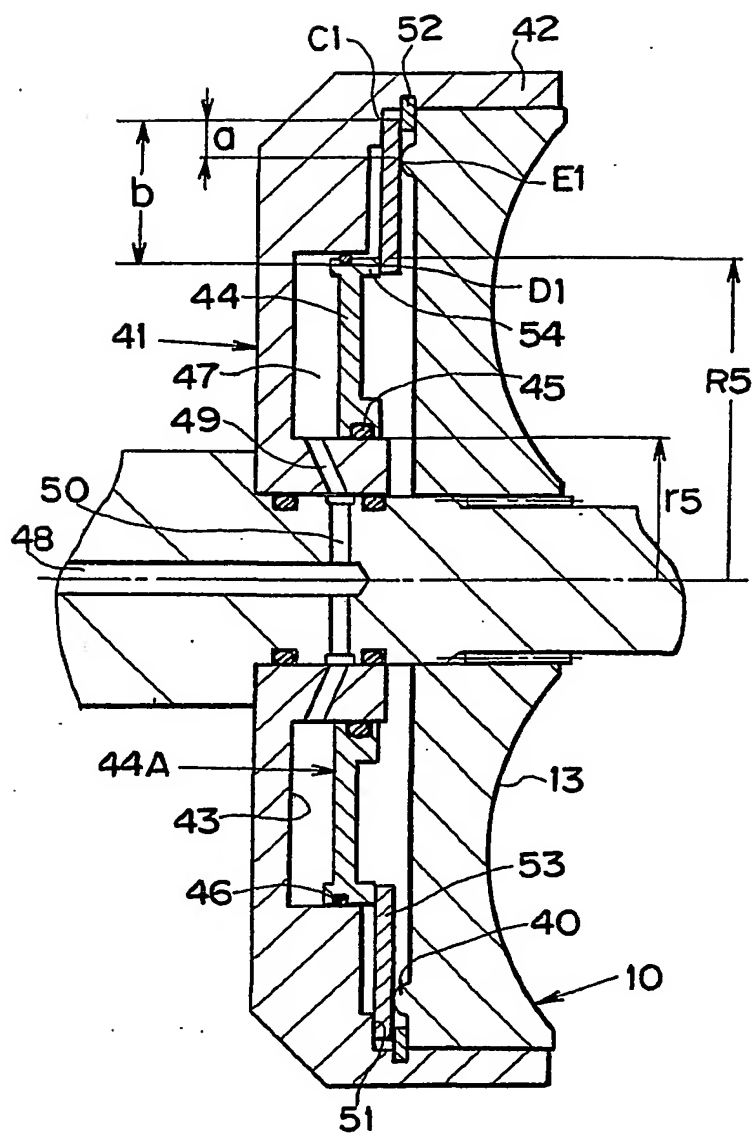


3 / 5

Fig. 3

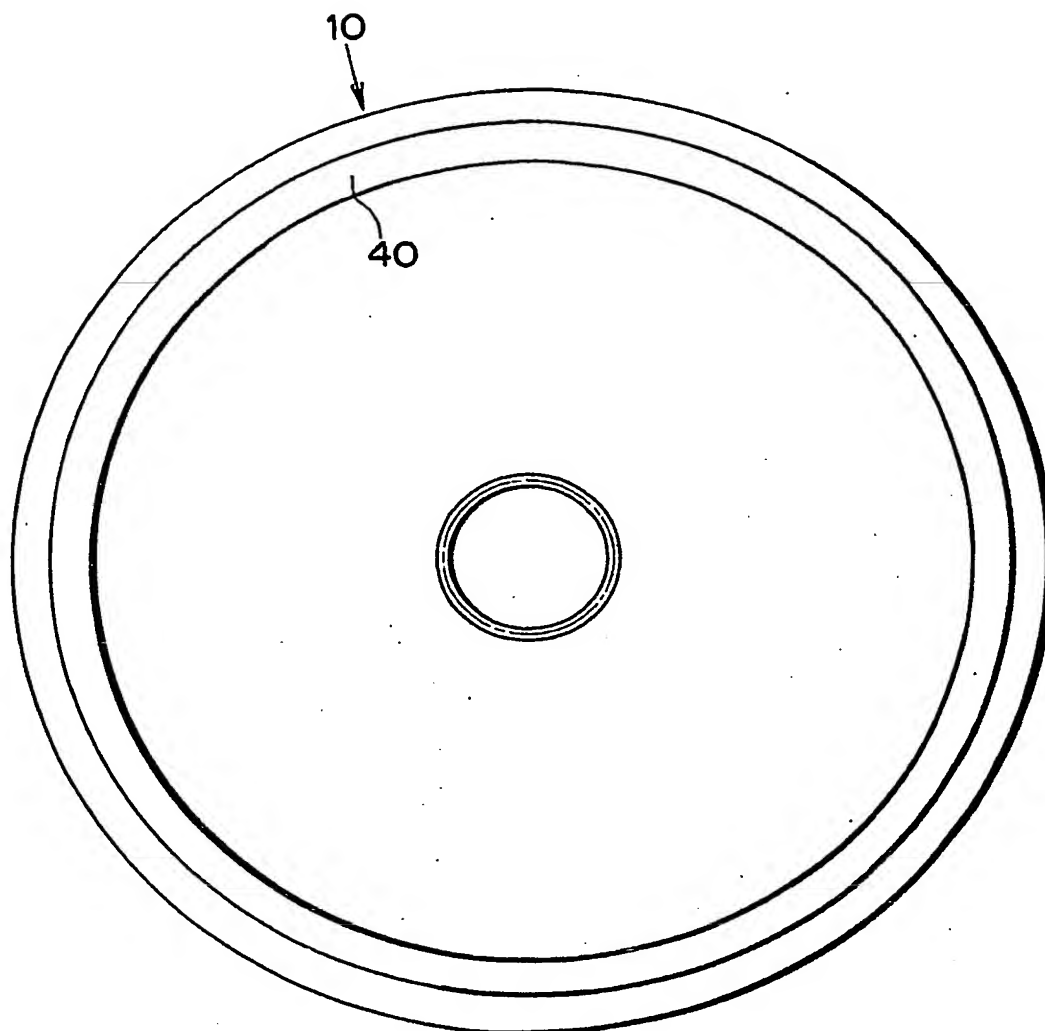
4 / 5

Fig. 4



5 / 5

Fig.5



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/11258

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16H15/38, F15B15/02, F15B15/14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16H13/00-13/14, F16H15/00-15/56, F15B15/00-15/28

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2002
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2002	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2002

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 62-258254, A (Nissan Motor Co., Ltd.), 10 November, 1987 (10.11.87), Page 5, upper right column, line 2 to lower left column, line 8; Fig. 3 (Family: none)	1-6
Y	US, 5180339, A (Brog-Warner Automotive, Inc.), 19 January, 1993 (19.01.93), Column 7, line 61 to column 9, line 19; column 10, lines 15 to 31; Figs. 2, 5 & JP 5-187494 A Par. Nos. [0040] to [0048], [0055]; Figs. 2, 5 & EP 520611 A1 & DE 4215925 A1 & FR 2678341 A1	1-3
A	US, 6030310, A (Torotrak (Development) Ltd.), 29 February, 2000 (29.02.00), Full text; Figs. 1 to 9 & JP 12-508745 A Full text; Figs. 1 to 9 & WO 97/040292 A1 & EP 959269 A2 & GB 2312257 A	1-3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.
 ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

 Date of the actual completion of the international search
12 March, 2002 (12.03.02)

 Date of mailing of the international search report
26 March, 2002 (26.03.02)

 Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1998)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/11258

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 10-169738, A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 26 June, 1998 (26.06.98), Par. Nos. [0009] to [0011] (Family: none)	4-6
Y	JP, 3-107602, A (Masako KIYOHARA), 08 May, 1991 (08.05.91), Page 2, upper left column, line 18 to lower left column, line 15; Figs. 1, 2 (Family: none)	4-5
Y	Edited by The Japan Society of Mechanical Engineers, Kikai Kogaku Binran, revised edition 5, The Japan Society of Mechanical Engineers, 15 January, 1968 (15.01.68), Pages 15 to 12 C. Clutch Ooi to Clutch Ban	6
Y	Edited by Jidosha Kogaku Zensho Henshu Iinkai, Jidosha Kogaku Zensho, Vol.9, Doryoku Dentatsu Sochi, K.K. Sankaido, 20 November, 1980 (20.11.80); Pages 51 to 53 2. 2. 2 Clutch Cover (1) Oshitsuke Spring	6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H15/38、F15B15/02、F15B15/14

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H13/00-13/14、F16H15/00-15/56、
F15B15/00-15/28

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2002年
 日本国登録実用新案公報 1994-2002年
 日本国実用新案登録公報 1996-2002年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 62-258254 A (日産自動車株式会社) 1987. 11. 10、第5頁右上欄第2行-左下欄第8行、 第3図 (ファミリーなし)	1-6
Y	US 5180339 A (Brog-Warner Automotive, Inc.) 1993. 01. 19、 第7欄第61行-第9欄第19行、第10欄第15行- 第31行、図2、図5 & JP 5-187494 A 段落番号【0040】- 【0048】、【0055】、図2、図5	1-3

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

12. 03. 02

国際調査報告の発送日

26.03.02

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

高山 芳之



3 J 3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

様式PCT/ISA/210 (第2ページ) (1998年7月)

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	& EP 520611 A1	1-3
	& DE 4215925 A1	
	& FR 2678341 A1	
	US 6030310 A (Torotrak (Development) Limited) 2000.02.29、全文、図1-図9	
	& JP 12-508745 A 全文、図1-図9	
	& WO 97/040292 A1	
	& EP 959269 A2	
Y	& GB 2312257 A	4-6
	JP 10-169738 A (光洋精工株式会社) 1998.06.26、段落番号【0009】-【0011】 (ファミリーなし)	
Y	JP 3-107602 A (清原 まさ子) 1991.05.08、第2頁左上欄第18行-左下欄 第15行、第1図、第2図 (ファミリーなし)	4-5
Y	社団法人日本機械学会編、機械工学便覧改訂第5版、 社団法人日本機械学会、1968.01.15、 第15-12頁 c.クラッチおおいとクラッチ板	6
Y	自動車工学全書編集委員会編、自動車工学全書9巻 動力伝達装置、株式会社山海堂、1980.11.20、 第51頁-第53頁 2.2.2 クラッチカバー (1) 押し付けスプリング	6